

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[12] 发 明 专 利 说 明 书

专利号 ZL 03110530.0

[51] Int. Cl.
F04C 2/10 (2006.01)



[45] 授权公告日 2006 年 7 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 1266383C

[22] 申请日 2003.2.27 [21] 申请号 03110530.0
[30] 优先权

[32] 2002. 3. 1 [33] JP [31] 56476/02
[32] 2002. 3. 1 [33] JP [31] 56478/02

[71] 专利权人 三菱钢铁里亚尔株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 细野克明

审查员 邹 杨

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司
代理人 章社果

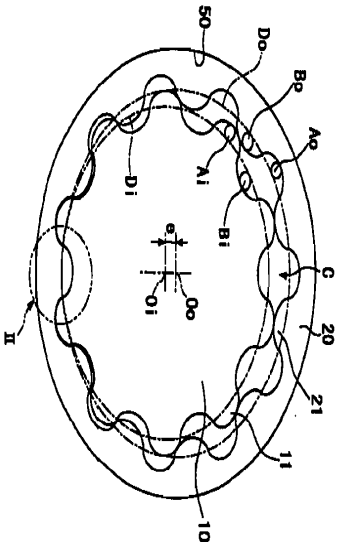
权利要求书 2 页 说明书 14 页 附图 9 页

[54] 发明名称
油泵转子

[57] 摘要

一种油泵通过适当地形成互相啮合的内转子和外转子的齿轮廓则可以发出较小噪音，从而减小了转子齿表面之间的滑动阻力和碰撞。该油泵转子(10，20)构成方面为，内转子(10)具有“n”个这样形成的齿，其齿顶轮廓和齿隙轮廓利用第一外接滚动圆(Ai)和第一内接滚动圆(Bi)分别沿基圆(Di)滚动而形成的摆线曲线形成，外转子(20)具有“n+1”个这样形成的齿，其齿顶轮廓和齿隙轮廓利用第二外接滚动圆(Ao)和第二内接滚动圆(Bo)分别沿基圆(Do)滚动而形成的摆线曲线形成，并且满足下列等式： $\phi Bo = \phi Bi$ $\phi Do = \phi Di \cdot (n+1)/n + t \cdot (n+1)/(n+2)$ ；和 $\phi Ao = \phi Ai + t/(n+2)$ ，其中 ϕDi ϕAi ϕBi ϕDo ϕAo 和 ϕBo 分别代表内转子(10)基圆、第一外接滚动圆(Ai)、第一内接滚动圆(Bi)、外转子(20)基圆、第

二外接滚动圆(Ao)、第二内接滚动圆(Bo)的直径，并且 t ($\neq 0$) 为内转子(10)的齿顶与外转子(20)齿顶之间的距离。



1. 一种油泵转子组件，其包括：
一个具有“n”个外齿（11）的内转子（10）；和
一个具有“n+1”个内齿（21）的外转子（20），该内齿与外齿（11）
5 啮合，

其中这个油泵转子组件被用在油泵中，该油泵进一步包括一个外壳
（50），其具有用于吸进液体的抽吸部分和用于排出液体的排放部分，这
个油泵利用内转子（10）和外转子（20）之间所形成的小室（C）的容积
10 改变来吸进和排出液体进而输送液体，这个容积的改变是由互相啮合的内
转子（10）和外转子（20）之间的相对转动而引起的，

其中内转子（10）每个齿的轮廓是这样形成的，其齿顶轮廓利用外
摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第一外接滚动圆（Ai）沿基圆（Di）
不滑动地滚动而形成的，其齿隙轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲
15 线是由第一内接滚动圆（Bi）沿基圆（Di）不滑动地滚动而形成的，以及外
转子（20）每个齿的轮廓是这样形成的，其齿隙轮廓利用外摆线曲线形成，
这个外摆线曲线是由第二外接滚动圆（Ao）沿基圆（Do）不滑动地滚动而
形成的，其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第二内接
滚动圆（Bo）沿基圆（Do）不滑动地滚动而形成的，

20 其中内转子（10）和外转子（20）被形成满足下列等式：

$$\varnothing_{Bo} = \varnothing_{Bi};$$

$$\varnothing_{Do} = \varnothing_{Di} \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2); \text{ 和}$$

$$\varnothing_{Ao} = \varnothing_{Ai} + t / (n+2),$$

25 这里 \varnothing_{Di} 为内转子（10）基圆的直径， \varnothing_{Ai} 为第一外接滚动圆（Ai）
的直径， \varnothing_{Bi} 为第一内接滚动圆（Bi）的直径， \varnothing_{Do} 为外转子（20）的基
圆的直径， \varnothing_{Ao} 为第二外接滚动圆（Ao）的直径， \varnothing_{Bo} 为第二内接滚动圆
（Bo）的直径，并且 t 为内转子（10）的齿顶与外转子（20）齿顶之间的
距离，其中 $t \neq 0$ 。

2. 如权利要求 1 中的油泵转子组件，其中内转子（10）和外转子（20）
30 被形成满足下列不等式：

0. 03mm $\leq t \leq$ 0. 25mm 。

3. 一种油泵转子组件, 其包括:

一个具有 “ n ” 个外齿 (11) 的内转子 (10); 和一个具有 “ $n+1$ ” 个内齿 (31) 的外转子 (30), 该内齿与外齿 (11)

5 啮合,

其中这个油泵转子组件被用在油泵中, 该油泵进一步包括一个外壳 (50), 其具有用于吸进液体的抽吸部分和用于排出液体的排放部分, 这个油泵利用内转子 (10) 和外转子 (30) 之间所形成的小室 (C) 的容积改变来吸进和排出液体进而输送液体, 这个容积的改变是由互相啮合的内转子 (10) 和外转子 (30) 之间的相对转动而引起的,

10 其中内转子 (10) 每个齿的轮廓是这样形成的, 其齿顶轮廓利用外摆线曲线形成, 这个外摆线曲线是由第一外接滚动圆 (A_i) 沿基圆 (D_i) 不滑动地滚动而形成的, 其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成, 这个内摆线曲线是由第一内接滚动圆 (B_i) 沿基圆 (D_i) 不滑动地滚动而形成的, 以及外转子 (30) 每个齿的轮廓是这样形成的, 其齿顶轮廓利用外摆线曲线形成, 这个外摆线曲线是由第二外接滚动圆 (A_o) 沿基圆 (D_o) 不滑动地滚动而形成的, 其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成, 这个内摆线曲线是由第二内接滚动圆 (B_o) 沿基圆 (D_o) 不滑动地滚动而形成的,

其中内转子 (10) 和外转子 (30) 被形成满足下列等式:

20 $\varnothing A_o = \varnothing A_i$;

$\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot (n+1) / n+t \cdot (n+1) / (n+2)$; 和

$\varnothing B_o = \varnothing B_i+t / (n+2)$,

25 这里 $\varnothing D_i$ 为内转子 (10) 基圆的直径, $\varnothing A_i$ 为第一外接滚动圆 (A_i) 的直径, $\varnothing B_i$ 为第一内接滚动圆 (B_i) 的直径, $\varnothing D_o$ 为外转子 (30) 基圆的直径, $\varnothing A_o$ 为第二外接滚动圆 (A_o) 的直径, $\varnothing B_o$ 为第二内接滚动圆 (B_o) 的直径, 并且 t 为内转子 (10) 的齿顶与外转子 (30) 齿顶之间的距离, 其中 $t \neq 0$ 。

4. 如权利要求 3 中的油泵转子组件, 其中内转子 (10) 和外转子 (30) 被形成满足下列不等式:

30 0. 03mm $\leq t \leq$ 0. 25mm 。

油泵转子

5 技术领域

本发明涉及一种应用在油泵中的油泵转子组件，其通过改变内转子和外转子之间的小室的容积来吸收和排出液体。

背景技术

10 一个普通的油泵包括一个具有“ n ”个外齿的内转子（以下“ n ”表示自然数），一个具有“ $n+1$ ”个内齿的外转子，该内齿与所述外齿啮合，还包括一个外壳，其内设有用于吸收液体的抽吸部分和用于排出液体的排放部分，并且液体通过内转子的转动被吸收和排出，这样造成内转子和外转子之间所形成的小室的容积的变化。

15 从转动方向上观察，每个小室在前部和后部由内转子的外齿和外转子的内齿之间的接触区限制出，并且在其它侧面部分由外壳限制出，这样形成了一个独立的液体输送腔。在外齿和内齿之间的啮合过程中，在小室的容积达到最小后继续移过这个抽吸部分时，每个小室由于其容积的增加而吸收液体，以及在小室的容积达到最大后继续移过这个排放部分时，每个小室由于其容积的减小而排出液体。

20 因为这种油泵小巧并容易组装，所以具有上述结构的油泵被广泛地用作汽车中的润滑油泵和自动变速装置用的油泵等等。比如当这样的油泵安装到车上时，该油泵由车辆的发动机以这样的方面驱动，即该泵的内转子直接连接到发动机曲轴上，这被称作“曲轴直接驱动”。

25 在这样的油泵中，为了降低泵噪音和提高机械效率，当内转子和外转子从两者互相啮合的位置转180度到一位置时，内转子齿顶和外转子齿顶之间形成具有适当大小的顶部间隙。

30 形成一个顶部间隙的方法可以如下例，均匀地切出外转子的齿轮廓以便在内、外转子齿表面之间形成间隙和以便在处于啮合状态的内、外转子的齿顶之间形成顶部间隙，或者可以用另一种方法，形成齿形的摆线曲线可以局部变平。

接下来，在决定内、外转子的齿轮廓时必须满足的条件将在下文解释。

5 至于内转子 r_i ，因为，当每个滚动圆完成了沿基圆的滚动时，第一外接滚动圆 a_i （其直径为 $\varnothing a_i$ ）的滚动距离之和与第一内接滚动圆 b_i （其直径为 $\varnothing b_i$ ）的滚动距离之和必须是相接近的，也就是说，内转子 r_i 的基圆 d_i （其直径为 $\varnothing d_i$ ）的周长必须等于第一外接滚动圆 a_i 与第一内接滚动圆 b_i 的每个旋转滚动距离之和乘以一个整数（即，乘以内转子 r_i 的齿数）后得到的长度，所以， $\varnothing d_i = n \cdot (\varnothing a_i + \varnothing b_i)$ 。

10 类似地，至于外转子 r_o ，外转子 r_o 基圆 “ d_o ”（其直径为 $\varnothing d_o$ ）的周长必须等于第二外接滚动圆 a_o （其直径为 $\varnothing a_o$ ）与第二内接滚动圆 b_o （其直径为 $\varnothing b_o$ ）的每个旋转滚动距离之和乘以一个整数（即，乘以外转子 r_o 的齿数）后得到的长度，所以，
 $\varnothing d_o = (n+1) \cdot (\varnothing a_o + \varnothing b_o)$ 。

15 这里，因为内转子 r_i 和外转子 r_o 必须互相啮合，所以假定两转子之间的偏心距离为 “ e ”，那么 $\varnothing a_i + \varnothing b_i = \varnothing a_o + \varnothing b_o = 2e$ 。
在上面等式的基础上，在决定内转子 r_i 和外转子 r_o 的轮廓时必须满足等式 $(n+1) \cdot \varnothing d_i = n \cdot \varnothing d_o$ 。

20 这里，为了给处于啮合位置的齿顶和齿隙之间的间隙和从该啮合位置旋转 180 度后所达位置处的顶部（顶部间隙）之间的另一个间隙分配一个距离（ $=s$ ），那么形成的第一和第二外接滚动圆与第一和第二内接滚动圆满足下列等式：

$$\varnothing a_o = \varnothing a_i + s/2; \text{ 和}$$
$$\varnothing b_o = \varnothing b_i - s/2。$$

25 更特别的是，通过增加外转子外接滚动圆的直径，如图 8 所示，可以在啮合位置的外转子 r_o 的齿隙和内转子 r_i 的齿顶之间形成 $s/2$ 的距离。另一方面，通过减小内转子内接滚动圆的直径，如图 9 所示，可以在啮合位置的内转子 r_i 的齿隙和外转子 r_o 的齿顶之间形成 $s/2$ 的距离。

30 如图 7 至 9 所示，形成的油泵转子组件满足上面等式。该油泵转子组件的尺寸如下： $\varnothing d_i$ （内转子 r_i 基圆 d_i 的直径） $= 52.00\text{mm}$ ； $\varnothing a_i$ （第一外接滚动圆 a_i 的直径） $= 2.50\text{mm}$ ； $\varnothing b_i$ （第一内接滚动圆 b_i 的直径）

$= 2.70\text{mm}$; 齿数 $Z_i = n = 10$; 外转子 r_o 的外部直径为 70mm ; $\varnothing d_o$ (外转子 r_o 基圆 “ d_o ” 的直径) $= 57.20\text{mm}$; $\varnothing a_o$ (第二外接滚动圆 a_o 的直径) $= 2.56\text{mm}$; $\varnothing b_o$ (第二内接滚动圆 b_o 的直径) $= 2.64\text{mm}$; 齿数 $Z_o = n+1 = 11$; 偏心距离 “ e ” $= 2.6\text{mm}$ 。

5 如图 8 和 9 所示, 在内转子外齿和外转子内齿之间, 不仅在齿顶和齿隙中, 点具有径向间隙 s_1 , 而且在基圆和齿表面交叉点附近具有圆周间隙 s_2 。

10 如果将径向间隙 s_1 设定成 $s/2$, 距离 “ s ” 是通过适当地选择第二外接滚动圆 a_o 的直径和第一内接滚动圆 b_o 的直径并来形成, 那么圆周间隙 s_2 将变大, 如图 8 和 9 所示, 结果内转子和外转子之间的振动和齿表面滑动将增加, 所以遇到的问题问题是传递转矩的损耗增加、发热、以及由于转子之间的连续碰撞发出的噪音。

发明内容

15 针对上述问题, 本发明的目的在于通过正确地形成定互相啮合的内转子和外转子的齿轮廓, 来减少油泵发出的噪音, 从而减少转子的齿表面之间的滑动阻力。

为了实现上述目的, 本发明的第一方面中的一种油泵转子组件包

20 括: 一个具有 “ n ” 个外齿的内转子; 和一个具有 $(n+1)$ 个内齿的外转子, 该内齿与外齿啮合, 其中这个油泵转子组件被用在油泵中, 该油泵进一步包括一个外壳, 其形成有用于吸进液体的抽吸部分和用于排出液体的排放部分, 这个油泵通过内转子和外转子之间所形成的小室的容积改变来吸进和排出液体进而输送液体, 这个容积的改变是由互相啮合的内转子和外转子之间的相对转动而引起的, 其中内转子每个齿的轮廓是这样形成的, 其齿顶轮廓利用外摆线曲线形成, 这个外摆线曲线是由第一外接滚动圆

25 (A_i) 沿基圆 (D_i) 不滑动地滚动而形成的, 其齿隙轮廓利用内摆线曲线形成, 这个内摆线曲线是由第一内接滚动圆 (B_i) 沿基圆 (D_i) 不滑动地滚动而形成的, 以及外转子 (20) 每个齿的轮廓是这样形成的, 其齿隙轮廓利用外摆线曲线形成, 这个外摆线曲线是由第二外接滚动圆 (A_o) 沿基圆 (D_o) 不滑动地滚动而形成的, 其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成, 这个内摆线曲线是由第二内接滚动圆 (B_o) 沿基圆 (D_o) 不滑动地滚动而形成的,

其中内转子和外转子被形成以便满足下列等式:

$$\phi_{Bo} = \phi_{Bi};$$

$$\phi_{Do} = \phi_{Di} \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2); \text{和}$$

$$\phi_{Ao} = \phi_{Ai} + t / (n+2),$$

5 这里 ϕ_{Di} 为内转子的基圆的直径, ϕ_{Ai} 为第一外接滚动圆 (Ai) 的直径, ϕ_{Bi} 为第一内接滚动圆 (Bi) 的直径, ϕ_{Do} 为外转子基圆的直径, ϕ_{Ao} 为第二外接滚动圆 (Ao) 的直径, ϕ_{Bo} 为第二内接滚动圆 (Bo) 的直径, 并且 t ($\neq 0$) 为内转子的齿顶与外转子齿顶之间的距离。

10 特别是, 决定内转子和外转子的齿轮廓时, 由于内转子外接滚动圆和内接滚动圆的滚动距离之和必须等于内转子基圆的周长, 并且外转子外接滚动圆和内接滚动圆的滚动距离之和必须等于外转子基圆的周长, 所以必须满足下列等式:

$$\phi_{Di} = n \cdot (\phi_{Ao} + \phi_{Bo}); \text{和}$$

$$\phi_{Do} = (n+1) \cdot (\phi_{Ao} + \phi_{Bo}).$$

15 除此之外, 在本发明中, 为了减少外转子齿顶和内转子齿隙之间的圆周间隙, 那么内、外转子的内接滚动圆的直径被设定成彼此相等, 即, $\phi_{Bo} = \phi_{Bi}$ 。

基于上述条件, 外转子内接滚动圆的直径变得比一般情况中的内接滚动圆直径 ($= \phi_{Bi} - t/2$) 大; 因此, 为了保证一个合适的距离 “ t ”, 则
20 外转子基圆的直径比一般情况中的基圆直径 ($= \phi_{Di} \cdot (n+1)/n$) 大, 即 $\phi_{Do} = \phi_{Di} \cdot (n+1)/n + (n+1) \cdot t/(n+2)$ 。

由于外转子的基圆直径改变了, 所以为了使外接滚动圆和内接滚动圆的滚动距离相接近, 外转子外接滚动圆的直径必须调整如下:

$$\phi_{Ao} = \phi_{Ai} + t / (n+2).$$

25 依照本发明, 因为在内转子外齿和外转子内齿之间保证了一个适当的径向间隙, 并且转子齿之间的圆周间隙比一般情况中的相应间隙小, 所以转子之间发出的碰撞声变小了, 并且油泵的静噪声可以得到改进。

本发明的第一方面和第二方面的油泵中, 形成的内转子和外转子满足下列不等式:

$$30 \quad 0.03 \text{ mm} \leq t \leq 0.25 \text{ mm} \quad (\text{mm: 毫米}).$$

根据本发明，将距离“t”设定为 $0.03\text{mm} \leq t$ ，可以防止压力脉动、空穴噪音和齿表面磨损，另一方面，由于距离“t”设定为 $t \leq 0.25\text{mm}$ ，可以防止泵的容积利用率降低。

本发明中的第三方面的油泵组件包括：一个具有“n”个外齿的内转子；和一个具有 $(n+1)$ 个内齿的外转子，该内齿与外齿啮合，其中这个油泵转子组件被用在油泵中，该油泵进一步包括一个外壳，其具有用于吸进液体的抽吸部分和用于排出液体的排放部分，这个油泵利用内转子和外转子之间所形成的小室的容积改变来吸进和排出液体进而输送液体，这个容积的改变是由互相啮合的内转子和外转子之间的相对转动而引起的，其中内转子每个齿的轮廓是这样形成的，其齿顶轮廓利用外摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第一外接滚动圆 (A_i) 沿基圆 (D_i) 不滑动地滚动而形成的，其齿隙轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第一内接滚动圆 (B_i) 沿基圆 (D_i) 不滑动地滚动而形成的，以及外转子每个齿的轮廓是这样形成的，其齿隙轮廓利用外摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第二外接滚动圆 (A_o) 沿基圆 (D_o) 不滑动地滚动而形成的，其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第二内接滚动圆 (B_o) 沿基圆 (D_o) 不滑动地滚动而形成的，其中内转子(10)和外转子(30)被如此形成以便满足下列等式：

$$\phi_{Ao} = \phi_{Ai};$$

$$\phi_{Do} = \phi_{Di} \cdot (n+1) / n+t \cdot (n+1) / (n+2); \text{和}$$

$$\phi_{Bo} = \phi_{Bi} + t / (n+2),$$

这里 ϕ_{Di} 为内转子基圆的直径， ϕ_{Ai} 为第一外接滚动圆 (A_i) 的直径， ϕ_{Bi} 为第一内接滚动圆 (B_i) 的直径， ϕ_{Do} 为外转子基圆的直径， ϕ_{Ao} 为第二外接滚动圆 (A_o) 的直径， ϕ_{Bo} 为第二内接滚动圆 (B_o) 的直径，并且 t ($\neq 0$) 为内转子的齿顶与外转子齿顶之间的距离。

特别是，决定内转子和外转子的齿顶与外转子齿顶之间的距离和，因为内转子外接滚动圆和内接滚动圆的滚动距离之和必须等于内转子基圆的周长，并且外转子内接滚动圆和内接滚动圆的滚动距离之和必须等于外转子基圆的周长，所以必须满足下列等式：

$$\phi_{Di} = n \cdot (\phi_{Ai} + \phi_{Bi}); \text{和}$$

$$\varnothing D_o = (n+1) \cdot (\varnothing A_o + \varnothing B_o).$$

除此之外，在本发明中，为了减少内转子齿顶和外转子齿隙之间的圆周间隙，内、外转子的内接滚动圆的直径设定成相等，即， $\varnothing A_o = \varnothing A_i$ 。

- 5 基于上述条件，外转子外接滚动圆的直径变得比一般情况中的外接滚动圆直径（ $= \varnothing A_i + t/2$ ）大；因此，为了保证一个合适的距离“t”，则外转子基圆的直径比一般情况中的基圆直径（ $= \varnothing D_i \cdot (n+1)/n$ ）大，即
- $$\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot (n+1)/n + (n+1) \cdot t/(n+2).$$

为了使外接滚动圆和内接滚动圆的滚动距离相近，外转子内接滚动圆的直径必须调整如下：

- 10 $\varnothing B_o = \varnothing B_i + t/(n+2)$ 。

依照本发明，因为在内转子外齿和外转子内齿之间保证了一个适当的径向间隙，并且转子齿之间的圆周间隙比一般情况中的相应间隙减小了，所以转子之间发出的碰撞声变小了，并且油泵的静噪性可以得到改进。

- 15 本发明的第三方面和第四方面的油泵中，形成的内转子和外转子满足下列不等式：

$$0.03\text{mm} \leq t \leq 0.25\text{mm} \text{ (mm: 毫米)}.$$

- 20 根据本发明，由于距离“t”设定为 $0.03\text{mm} \leq t$ ，可以防止压力脉动、空穴噪音和齿表面磨损，另一方面，将距离“t”设定为 $t \leq 0.25\text{mm}$ ，可以防止泵的容积利用率降低。

附图说明

图 1 为本发明第一实施例中的油泵转子组件的平面图，其中内、外转子满足下列等式：

$$\varnothing B_o = \varnothing B_i$$

- 25 $\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot (n+1)/n + t \cdot (n+1)/(n+2)$ ；和
 $\varnothing A_o = \varnothing A_i + t/(n+2)$ ，并且 t 设定为 0.12mm 。

图 2 为图 1 所示油泵用 II 表示的啮合区的放大图。

图 3 为图表，示出的是图 1 所示油泵的噪音与普通油泵的噪音比较结果。

- 30 图 4 为本发明第二实施例中的油泵转子组件的平面图，其中，其内、

外转子满足下列等式:

$$\varnothing_{Ao}=\varnothing_{Ai};$$

$$\varnothing_{Do}=\varnothing_{Di} \cdot (n+1) / n+ t \cdot (n+1) / (n+2); \text{和}$$

$$\varnothing_{Bo}=\varnothing_{Bi}+t / (n+2)。$$

5 并且 t 被设定为 0.12mm。

图 5 为图 1 所示油泵用 V 表示的啮合区的放大图。

图 6 为图表, 示出的是图 4 中泵的噪音与普通油泵的噪音比较结果。

图 7 为普通油泵转子组件的平面图, 其内、外转子满足下列等式:

$$\varnothing_{di}=n \cdot (\varnothing_{ai}+\varnothing_{bi});$$

$$\varnothing_{do}=(n+1) \cdot (\varnothing_{ao}+\varnothing_{bo});$$

$$(n+1) \cdot \varnothing_{di}=n \cdot \varnothing_{do};$$

$$\varnothing_{ao}=\varnothing_{ai}+s / 2; \text{和}$$

$$\varnothing_{bo}=\varnothing_{bi}-s / 2,$$

并且设定 s 为 0.12mm。

15

图 8 为图 7 所示油泵用 VIII 表示的啮合区的放大图。

图 9 为图 7 所示油泵啮合区的放大图, 并特别示出了外转子齿顶与内转子齿隙之间的啮合状态。

具体实施方式

20 本发明的第一实施例将参照图 1 至 3 在下面进行说明。

图 1 中示出的油泵包括一个具有“n”个外齿的内转子 10 (“n”指一个自然数, 本实施例中 n = 10), 一个具有“n+1”个内齿的外转子 20 (本实施例中 n + 1 = 11), 该内齿与外齿啮合, 还包括一个外壳 50 容纳着内转子 10 和外转子 20。

25 在内转子 10 和外转子 20 的齿表面之间, 沿内转子 10 和外转子 20 的转动方向设置了多个小室 C。从内转子 10 和外转子 20 转动方向上看, 每个小室在前部和后部由内转子 10 的外齿 11 和外转子 20 的内齿 21 之间的接触区限制出, 以及在其它侧面部分由外壳 50 限制出, 这样形成了一个独立的液体输送腔。每个小室 C 随着内转子 10 和外转子 20 的转动而移动, 并且每个小室 C 的容积周期性地增加和减少来完成一个旋转周期。

30

内转子 10 设置在转轴上以便绕轴 O_i 转动。内转子 10 每个齿的轮廓是这样形成的，其齿顶轮廓利用外摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第一外接滚动圆 A_i 沿内转子 10 的基圆 D_i 不滑动地滚动而形成的，其齿隙轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第一内接滚动圆 B_i 沿基圆 D_i 不滑动地滚动而形成的。

5 外转子 20 被安装在外壳 50 中以便绕轴 O_o 转动，该轴 O_o 布置成距离轴 O_i 有一个偏移量（该偏心距离为“e”）。外转子 20 每个齿的轮廓是这样形成的，其齿隙轮廓利用外摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第二外接滚动圆 A_o 沿外转子 20 基圆 D_o 不滑动地滚动而形成的，其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第二内接滚动圆 B_o 沿基圆 D_o 不滑动地滚动而形成的。

10 当内转子 10 基圆 D_i 的直径，第一外接滚动圆 A_i 的直径，第一内接滚动圆 B_i 的直径，外转子 20 基圆 D_o 的直径，第二外接滚动圆 A_o 的直径，第二内接滚动圆 B_o 的直径分别假定为 $\varnothing D_i$, $\varnothing A_i$, $\varnothing B_i$, $\varnothing D_o$, $\varnothing A_o$, 和 $\varnothing B_o$, 将满足下面将要讨论的内转子 10 和外转子 20 之间的等式。注意，尺寸将以毫米表示。

15 首先，关于内转子 10，当每个滚动圆完成沿基圆的滚动时，第一外接滚动圆 A_i 的滚动距离与第一内接滚动圆 B_i 的滚动距离必须是相接近的，也就是说，内转子 10 基圆 D_i 周长必须等于第一外接滚动圆 A_i 与第一内接滚动圆 B_i 的每个旋转滚动距离之和乘以一个整数（即，乘以内转子的齿数 10）后得到的长度，所以，

$$\pi \cdot \varnothing D_i = n \cdot \pi \cdot (\varnothing A_i + \varnothing B_i), \text{ 即,}$$

$$\varnothing D_i = n \cdot (\varnothing A_i + \varnothing B_i) \dots (I a).$$

25 类似地，关于外转子 20，外转子 20 基圆 D_o 的周长必须等于第二外接滚动圆 A_o 与第二内接滚动圆 B_o 的每个旋转滚动距离之和乘以一个整数（即，乘以外转子的齿数 20）后得到的长度，所以，

$$\pi \cdot \varnothing D_o = (n+1) \cdot \pi \cdot (\varnothing A_o + \varnothing B_o), \text{ 即}$$

$$\varnothing D_o = (n+1) \cdot (\varnothing A_o + \varnothing B_o) \dots (I b).$$

接着，下面将在对外转子 r_o （特别地，第二外接滚动圆 a_o （其直径为 $\varnothing a_o$ ），第二内接滚动圆 b_o （其直径为 $\varnothing b_o$ ），和基圆“ d_o ”（其直径为

ϕ_{do}) 讨论的基础上, 对本实施例中用于确定外转子 20 齿轮廓的所需条件进行解释。

外转子 r_o 依本发明实施例通过距离 “ t ” 与内转子 10 啮合, 同时对于内转子 10 其被布置成具有一个偏移量 (该偏心距离为 “ e ”), 并且正如上面解释的, 可以满足下列等式:

$$\phi_{do} = \phi_{di} \cdot (n+1) / n \dots (II); \text{ 和}$$

$$\phi_{do} = (n+1) \cdot (\phi_{ao} + \phi_{bo}) \dots (III)$$

$$\phi_{ao} = \phi_{ai} + t / 2 \dots (IIIa)$$

$$\phi_{bo} = \phi_{bi} - t / 2 \dots (IIIb)$$

10 与外转子 r_o 啮合的内转子 10 满足下列一般的等式:

$$\phi_{ai} + \phi_{bi} = \phi_{ai} + \phi_{bi} = 2e \dots (1); \text{ 和}$$

$$\phi_{di} = \phi_{do} - 2e \dots (2).$$

在这个实施例中, 为了减少圆周间隙 t_2 , 同时保证外转子 20 齿顶和内转子 10 齿隙之间的径向间隙 t_1 处于啮合状态, 该直径设定如下:

$$\phi_{bo} = \phi_{bi} = \phi_{bi} \dots (IV).$$

15 在上面等式 (IV) 和 (1) 的基础上,

$$\phi_{ai} = \phi_{ai} \dots (3)$$

当外转子 20 的内接滚动圆如上面描述那样设定时, 由 $t = (\phi_{do} -$

$\phi_{bo} + \phi_{ao}) - (\phi_{di} + \phi_{ai} + \phi_{ai})$ 表示的距离 “ t ” 利用上面的等式 (1) 至 (3)

20 和 (IV), 可以表示成

$$t = (\phi_{do} - \phi_{do}) + (\phi_{ao} - \phi_{ai}) \dots (V)$$

在上面等式 (Ib), (III), (IV), 和 (V) 的基础上,

$$t = (\phi_{ao} - \phi_{ai}) \cdot (n+2) \dots (VI); \text{ 因此,}$$

$$\phi_{ao} = \phi_{ai} + t / (n+2).$$

25 接下来, 将要发现基圆 D_o 的直径。在上面等式 (Ib) 和 (III) 的基础上,

$$\phi_{do} - \phi_{do} = (n+1) \cdot (\phi_{ao} + \phi_{bo}) - (n+1) \cdot (\phi_{ao} + \phi_{bo}).$$

另外, 在等式 (IIIa), (IIIb), 和 (IV) 的基础上,

$$\phi_{do} - \phi_{do} = (n+1) \cdot (\phi_{ao} - \phi_{ai}) \dots (VII)$$

30 利用等式 (VI), 等式 (VII) 可以如下表示:

$$\varnothing D_o - \varnothing d_o = (n+1) \cdot t / (n+2).$$

另外，利用等式 (II)， $\varnothing D_o$ 可以表示成：

$$\varnothing D_o = (n+1) \cdot \varnothing D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \dots (A).$$

然后，利用等式 (Ib)，

$$\varnothing A_o = \varnothing D_o / (n+1) - \varnothing B_o,$$

因此，利用等式 (A)，

$$\varnothing A_o = \varnothing D_i / n + t / (n+2) - \varnothing B_o,$$

而且，利用等式 (Ia) 和 (IV)，

$$\varnothing A_o = \varnothing A_i + t / (n+2) \dots (B).$$

10 将上面的等式和并，外转子 20 则形成为满足下列等式：

$$\varnothing B_o = \varnothing b_i = \varnothing B_i \dots (IV);$$

$$\varnothing D_o = (n+1) \cdot \varnothing D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \dots (A); \text{ 和}$$

$$\varnothing A_o = \varnothing A_i + t / (n+2) \dots (B).$$

15 图 1 和 2 示出的是油泵转子组件，其中内转子 10 形成为满足上面的关系 (基圆 D_i 的直径 $\varnothing D_i$ 为 52.00mm，第一外接滚动圆 A_i 的直径 $\varnothing A_i$ 为 2.50mm，第一内接滚动圆 B_i 的直径 $\varnothing B_i$ 为 2.70mm，齿数 Z_i ，即 “n” 为 10)，外转子 20 形成为满足上面的关系 (其外部直径为 70mm，基圆 D_o 的直径 $\varnothing D_o$ 为 57.31mm，第二外接滚动圆 A_o 的直径 $\varnothing A_o$ 为 2.51mm，第二内接滚动圆 B_o 的直径 $\varnothing B_o$ 为 2.70mm)，并且两转子按照 0.12mm 的距离 “t” 和 2.6mm 的偏心距离 “e” 组合。

20 在外壳 50 中，一个具有曲线形 (未示出) 的抽吸部分设置在一个区域中，沿着这个区域，转子 10 和 20 之间所形成的每个小室 C 随着其容积逐渐增加而移动，以及一个具有曲线形 (未示出) 的排放部分设置在区域中，沿着这个区域每个小室 C 随着其容积逐渐减少而移动。

25 在外齿 11 和内齿 21 之间的啮合过程中，在小室 C 的容积达到最小后继续移过这个抽吸部分时，每个小室 C 由于其容积的增加而吸进液体，以及在小室 C 的容积达到最大后继续移过这个排放部分时，每个小室 C 由于其容积的减小而排出液体。

30 这说明如果距离 “t” 太小，从容积减小的小室 C 中被排出的液体中时会发生压力脉动，这会导致发出空穴噪声，从而泵的工作噪音增加。

另一方面，如果距离“t”过大，不会发生压力脉动，工作噪音减小，并且由于大的齿隙使齿表面之间的滑动阻力减小，从而机械效率提高；然而，每个小室的液密性会降低，并且泵的性能，特别是它的容积利用率会降低。另外，因为在精确啮合位置驱动转矩的传递不能被获得，所以转动中的损耗增加，最后机械效率降低。

5 为了防止上面问题发生，距离“t”优选设定成满足下列不等式：
 $0.03\text{mm} \leq t \leq 0.25\text{mm}$ 。

本实施例中，距离“t”设定为0.12mm，这个距离被认为是优选的。以满足等式(IV)，(A)和(B)的方面形成的油泵转子组件中，外转子20的齿顶轮廓和内转子10的齿隙轮廓彼此具有大致相同的形状，如图2所示。结果，如图2所示，在啮合状态下的圆周间隙t2可以被减小同时保证径向间隙t1为t/2为0.06mm，这与普通转子相同。因此，转动过程中转子10和20之间的啮合碰撞减小。另外，因为啮合压力垂直地传递到齿表面，所以转子10和20之间的转矩传递以高效率完成而不会滑动，并且发热和由于滑动阻力而产生的噪音可以减小。

15 图3是一张图表，示出装有普通油泵转子组件的泵的噪音与装有本发明实施例中的油泵转子组件的泵的噪音对照关系。依据这张图表，本实施例中的油泵转子组件的噪音比普通油泵转子组件的噪音低，也就是说，本实施例中的油泵转子组件更安静。

20 正如上面解释的，依照本发明的油泵转子组件，通过将外转子内接滚动圆的直径设定成与内转子内接滚动圆的直径相同，圆周间隙可以减小到小于普通转子的圆周间隙，同时保证径向间隙；因此转子之间的窜动可以减小，这样制造了一种静噪油泵。

25 另外，依照本发明的油泵转子组件，通过将距离“t”设定为0.03mm $\leq t$ ，可以防止压力脉动、空穴噪音和齿磨损，以及将距离“t”设定为 $t \leq 0.25\text{mm}$ ，可以防止泵的容积利用率降低。

下面，本发明的第二实施例将参照附图4至6在下面进行说明。
图4中示出的油泵包括一个具有“n”个外齿的内转子10(“n”指一个自然数，本实施例中n=10)，一个具有“n+1”个内齿的外转子30(本实施例中n+1=11)，该内齿与外齿啮合，还包括一个外壳50容纳着内

转子 10 和外转子 30。

内转子 10 和外转子 30 的齿表面之间，沿内转子 10 和外转子 30 的转动方向设置了多个小室 C。从内转子 10 和外转子 30 的转动方向上看，每个小室 C 在前部和后部由内转子 10 的外齿 11 和外转子 30 的内齿 31 之间的接触区限制出，以及在其它侧面部分由外壳 50 限制出，这样形成了一个独立的液体输送腔。每个小室 C 随着内转子 10 和外转子 30 的转动而移动，并且每个小室 C 的容积周期性地增加和减少来完成一个旋转周期。

内转子 10 设置在转轴上以便绕轴 O_i 转动。内转子 10 每个齿的轮廓是这样形成的，其齿顶轮廓利用外摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第一外接滚动圆 A_i 沿内转子 10 的基圆 D_i 不滑动地滚动而形成的，其齿隙轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第一内接滚动圆 B_i 沿基圆 D_i 不滑动地滚动而形成的。

外转子 30 被设置在外壳 50 中以便绕轴 O_o 转动，该轴 O_o 被布置成距离轴 O_i 有一个偏移量（该偏心距离为“e”）。外转子 30 每个齿的轮廓是这样形成的，其齿隙轮廓利用外摆线曲线形成，这个外摆线曲线是由第二外接滚动圆 A_o 沿外转子 30 的基圆 D_o 不滑动地滚动而形成的，其齿顶轮廓利用内摆线曲线形成，这个内摆线曲线是由第二内接滚动圆 B_o 沿基圆 D_o 不滑动地滚动而形成的。

当内转子 10 基圆 D_i 的直径，第一外接滚动圆 A_i 的直径，第一内接滚动圆 B_i 的直径，外转子 30 基圆 D_o 的直径，第二外接滚动圆 A_o 的直径，第二内接滚动圆 B_o 的直径分别假定为 $\varnothing D_i$, $\varnothing A_i$, $\varnothing B_i$, $\varnothing D_o$, $\varnothing A_o$, 和 $\varnothing B_o$, 在内转子 10 和外转子 30 之间下列等式将满足，并且外转子 30 满足下列等式：

$$\begin{aligned} \varnothing A_o &= \varnothing A_i \dots (I); \\ \varnothing D_o &= (n+1) \cdot \varnothing D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \dots (II); \text{ 和} \\ \varnothing B_o &= \varnothing B_i + t / (n+2) \dots (III). \end{aligned}$$

注意，尺寸将以毫米表示。

图 4 示出的是油泵转子组件，其中内转子 10 形成为满足上面的关系（基圆 D_i 的直径 $\varnothing D_i$ 为 52.00mm，第一外接滚动圆 A_i 的直径 $\varnothing A_i$ 为 2.50mm，第一内接滚动圆 B_i 的直径 $\varnothing B_i$ 为 2.70mm，齿数 Z_i，即“n”为

10), 外转子成为满足上面的关系 (其外部直径为 70mm, 基圆 D_o 的直径 $\varnothing D_o$ 为 57.31mm, 第二外接滚动圆 A_o 的直径 $\varnothing A_o$ 为 2.51mm, 第二内接滚动圆 B_o 的直径 $\varnothing B_o$ 为 2.70mm), 并且两转子按照 0.12mm 的距离 “t” 和 2.6mm 的偏心距离 “e” 组合。

5 在外壳 50 中, 一个具有曲线形 (未示出) 的抽吸部分设置在一个区域中, 沿着这个区域, 转子 10 和 30 之间所形成的每个小室 C 随着其容积逐渐增加而移动, 以及一个具有曲线形 (未示出) 的排放部分设置在区域中, 沿着这个区域每个小室 C 随着其容积逐渐减少而移动。

10 在外齿 11 和内齿 31 之间的啮合过程中, 在小室 C 的容积达到最小后继续移过这个抽吸部分时, 每个小室 C 由于其容积的增加而吸收液体, 以及在小室 C 的容积达到最大后继续移过这个排放部分时, 每个小室 C 由于其容积的减小而排出液体。

注意, 这说明如果距离 “t” 太小, 从容积减小的小室 C 中被排出的液体中会发生压力脉动, 这会导致发出空穴噪声, 从而泵的工作噪音增加。

15 另一方面, 如果距离 “t” 过大, 不会发生压力脉动, 工作噪音减小, 并且由于大的齿隙使齿表面之间的滑动阻力减小, 从而机械效率提高; 然而, 每个小室的液密性会降低, 并且泵的性能, 特别是它的容积利用率会降低。另外, 因为在精确啮合位置驱动转矩的传递不能被获得, 所以转动中的损耗增加, 最后机械效率降低。

20 为了防止上面问题的发生, 距离 “t” 优选设定成满足下列不等式:
 $0.03\text{mm} \leq t \leq 0.25\text{mm}$ 。

本实施例中, 距离 “t” 设定为 0.12mm, 这个距离被认为是优选的。以满足等式 (I), (II) 和 (III) 的方面形成的油泵转子组件中,

25 外转子 30 的齿定轮廓和内转子 10 的齿隙轮廓彼此具有大致相同的形状, 如图 5 所示。结果, 如图 5 所示, 在啮合状态下的圆周间隙 t_2 可以被减小, 同时保证径向间隙 t_1 ; 因此, 转动过程中转子 10 和 30 之间的啮合碰撞减小。另外, 因为啮合压力垂直地传递到齿表面, 所以转子 10 和 30 之间的转矩传递以高效率完成而不会滑动, 并且发热和由于滑动阻力而产生

30 生的噪音可以减小。

图 6 是一张图表，示出装有普通油泵转子组件的泵的噪音与装有本发明实施例中的油泵转子组件的泵的噪音之间的对照关系。依据这张图表，本发明实施例中的油泵转子组件的噪音比普通油泵转子组件的噪音低，也就是说，本发明实施例中的油泵转子组件更静噪。

5 正如上面解释的，依照本发明的油泵转子组件，通过将外转子外接滚动圆的直径设定成与内转子外接滚动圆的直径相同，通过将内、外转子的内接滚动圆的直径设定成与内、外转子其它的外接滚动圆的直径不同，并通过调节外转子基圆的直径，则圆周间隙可以减小到小于普通转子的圆周间隙，同时保证径向间隙；因此转子之间的窜动可以减小，这样制造了
10 一种静噪油泵。

另外，依照本发明的油泵转子组件，通过将距离“t”设定为 0.03mm $\leq t$ ，可以防止压力脉动、空穴噪音和齿磨损，并且通过将距离“t”设定为 $t \leq 0.25\text{mm}$ ，可以防止泵的容积利用率降低。

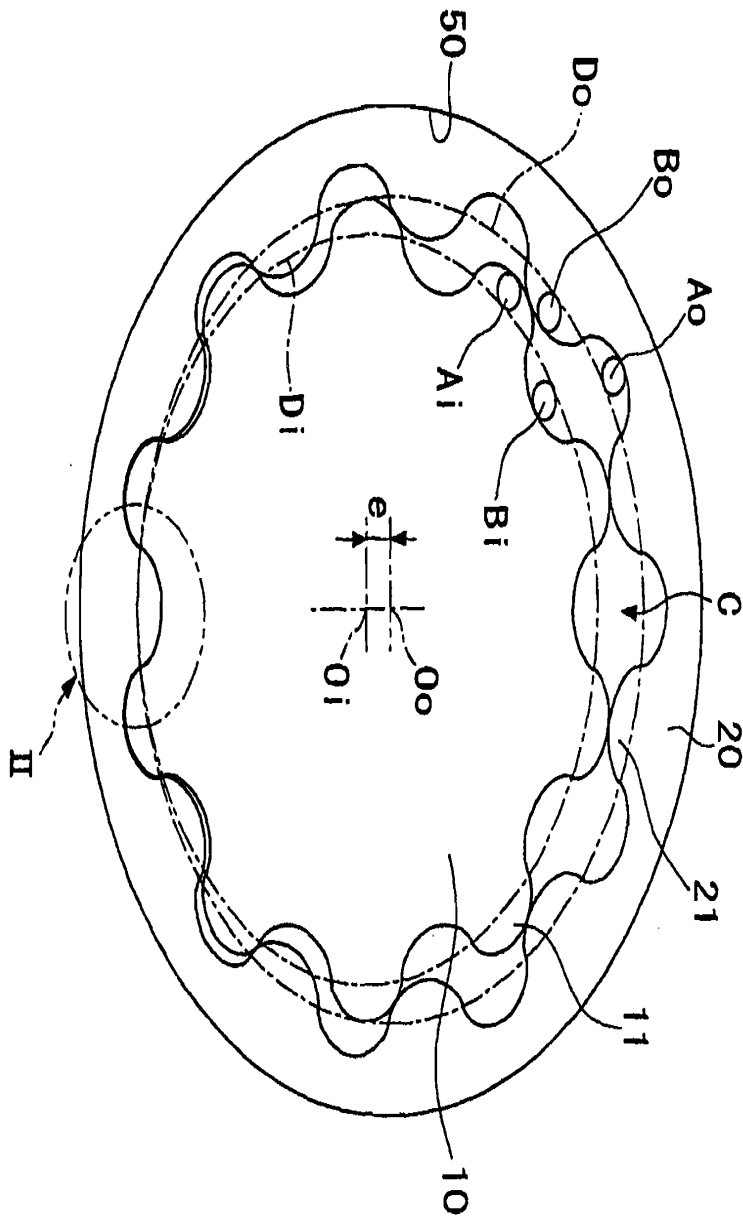


图 1

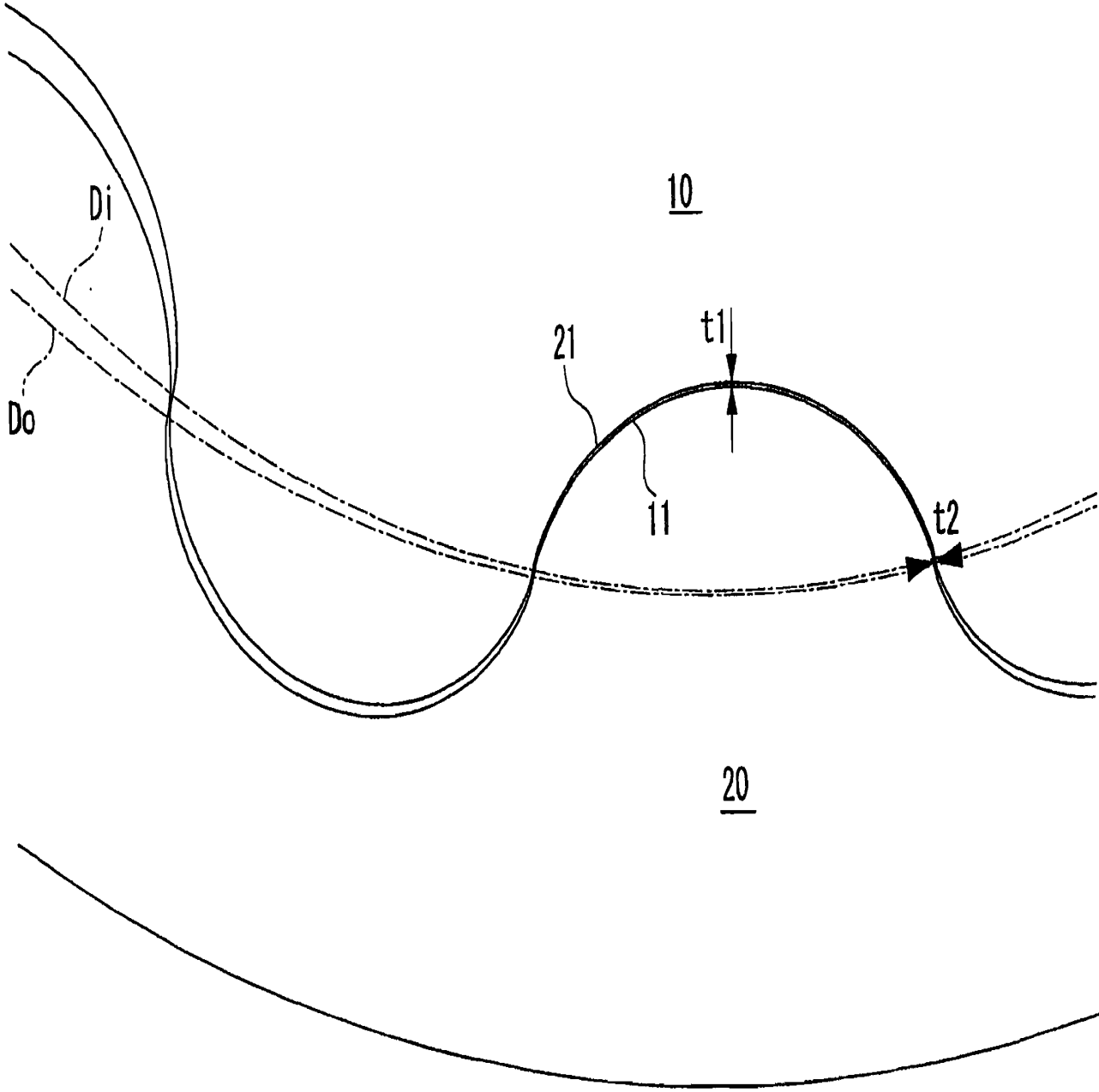


图 2

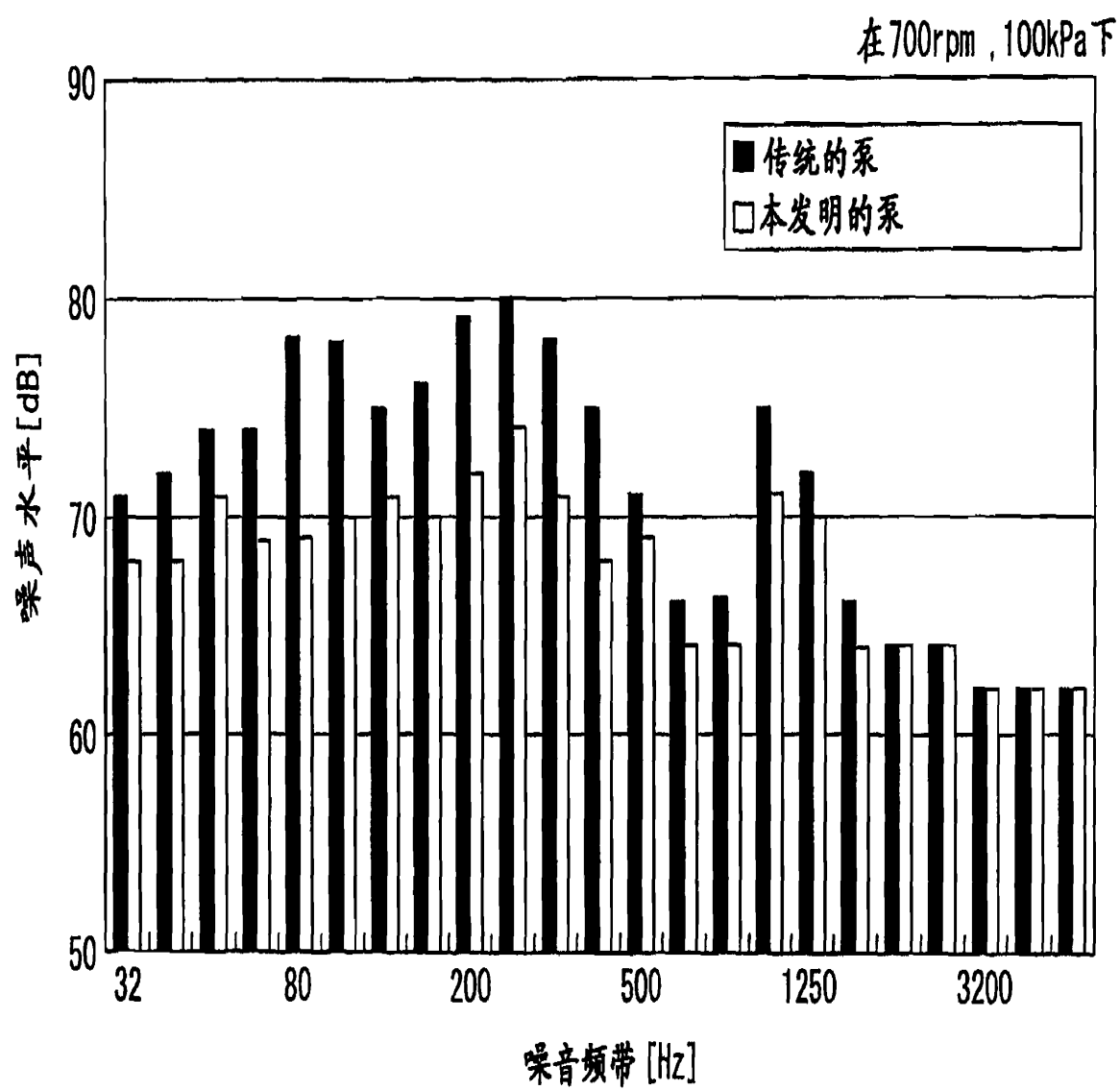


图 3

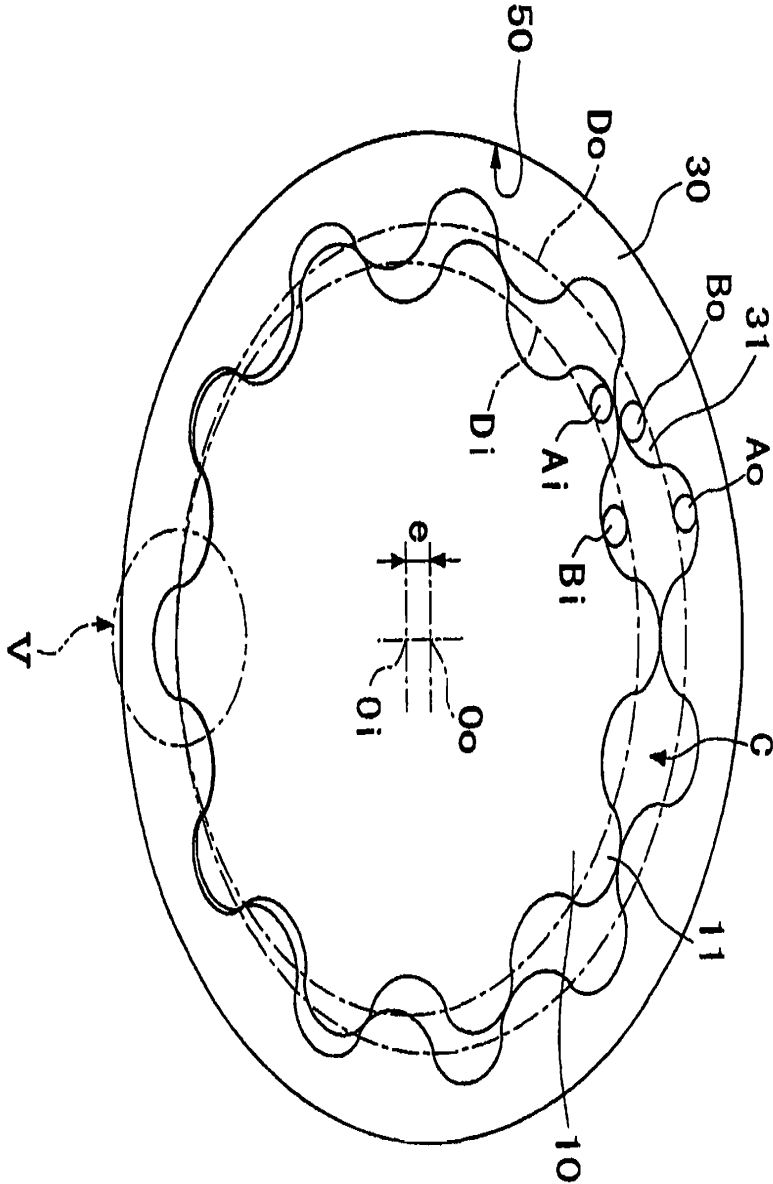


图 4

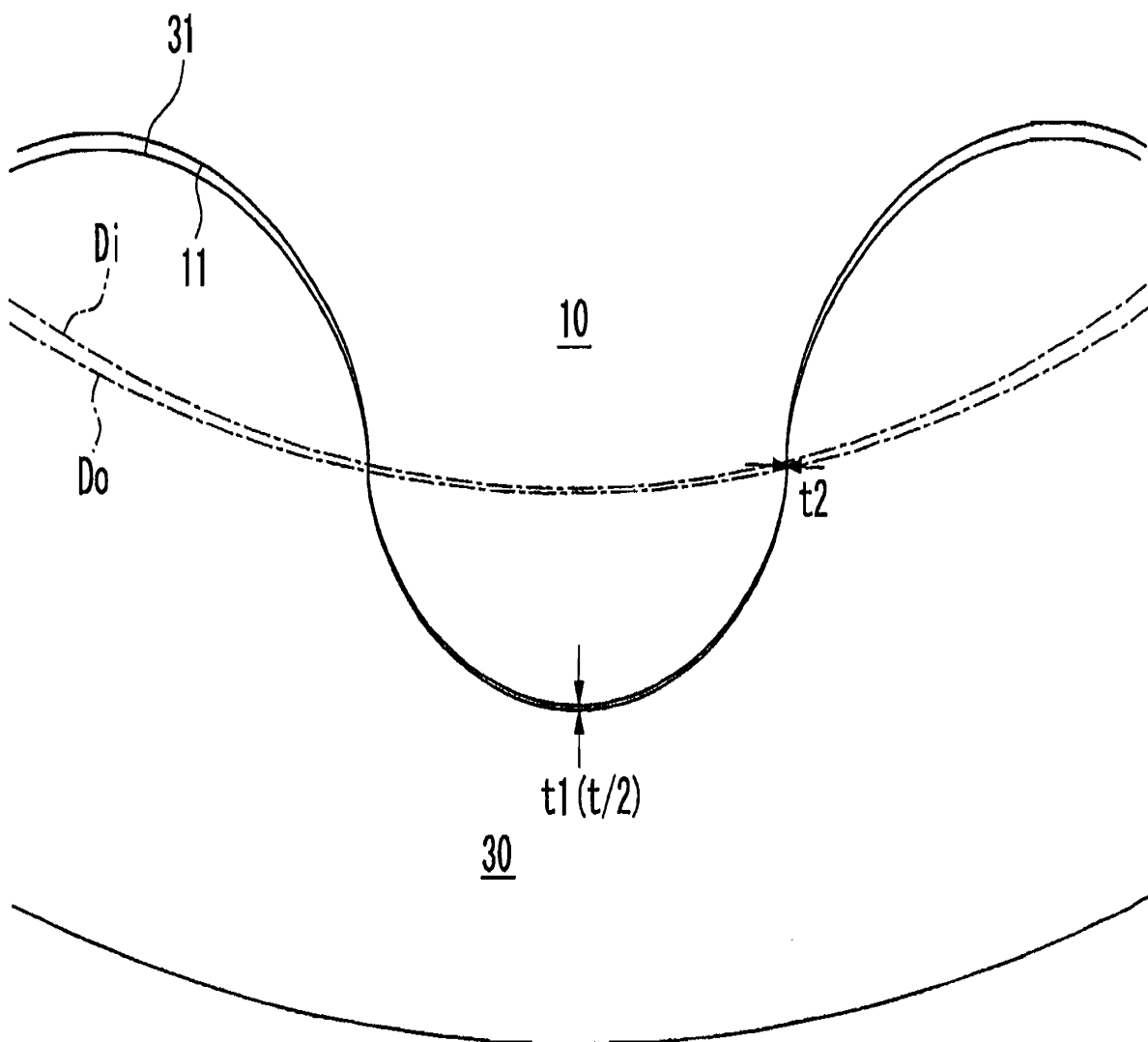


图 5

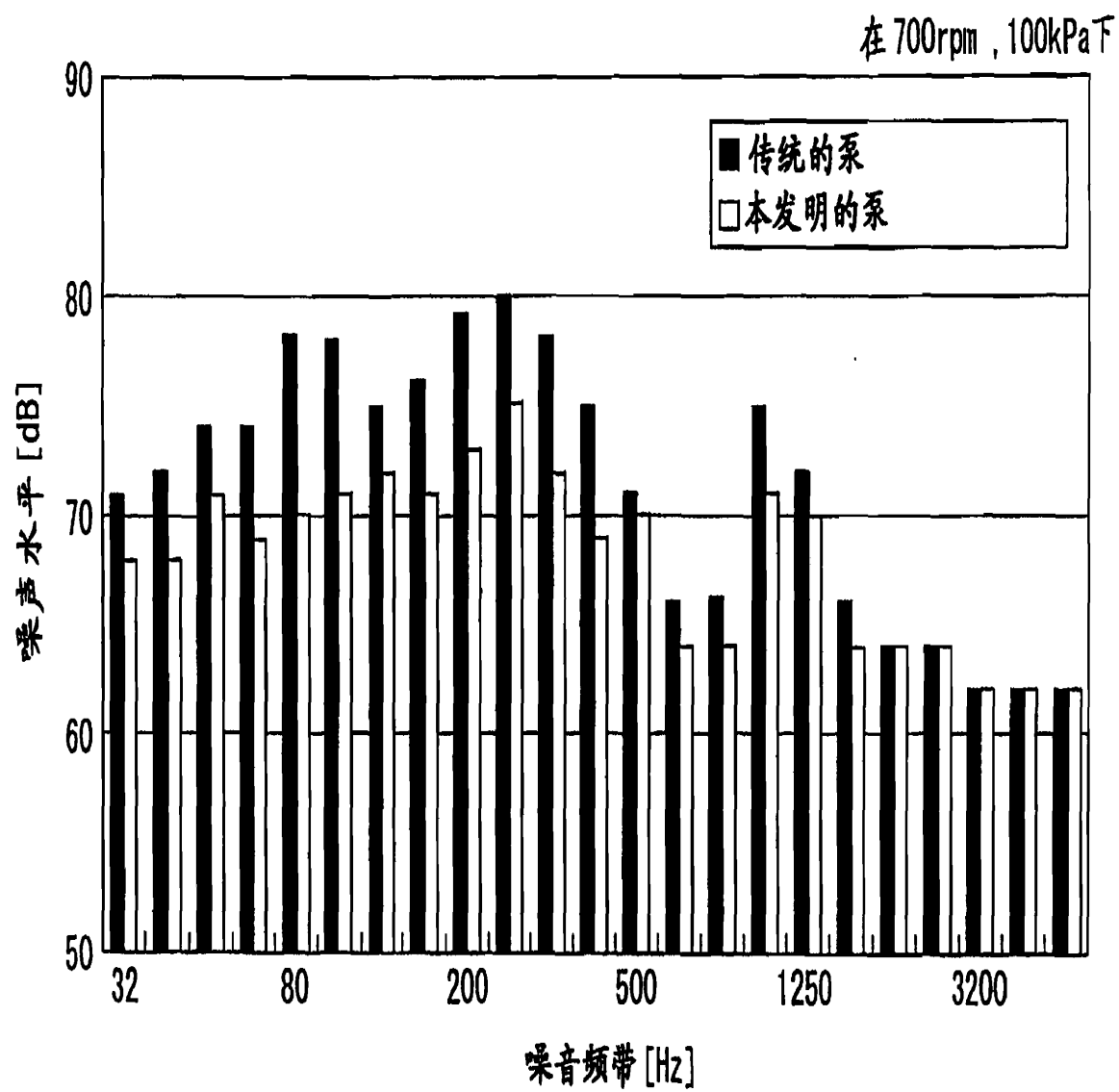


图 6

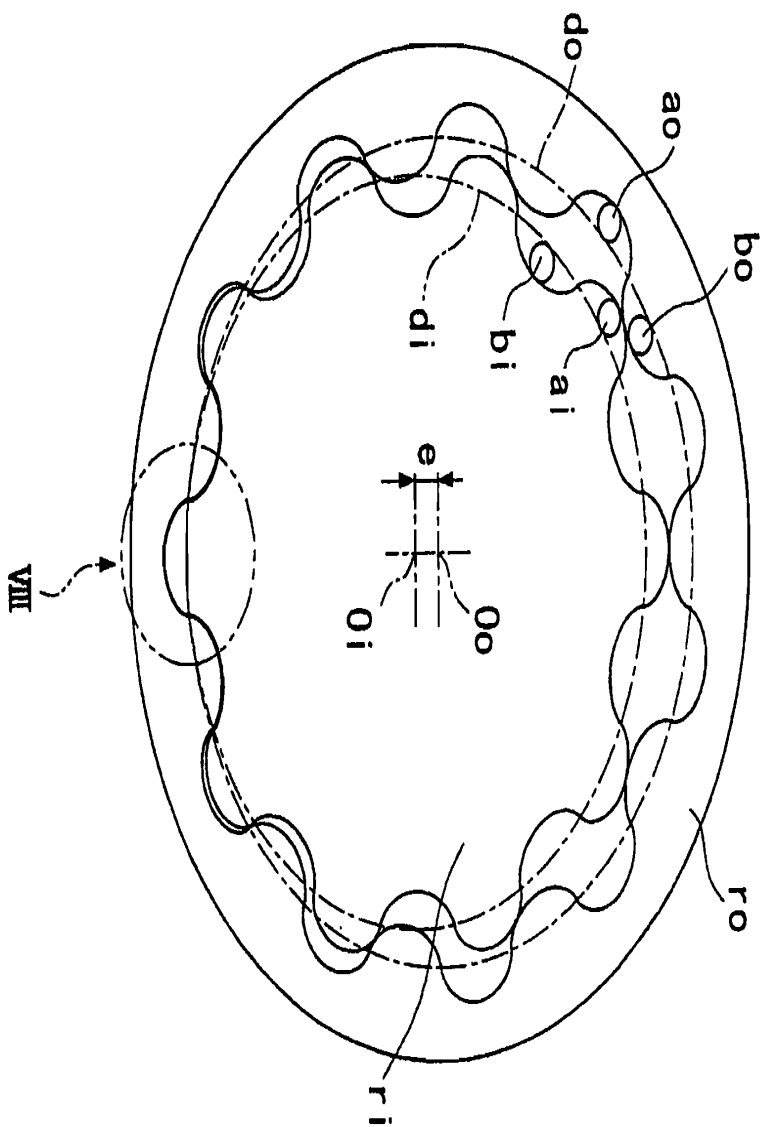


图 7

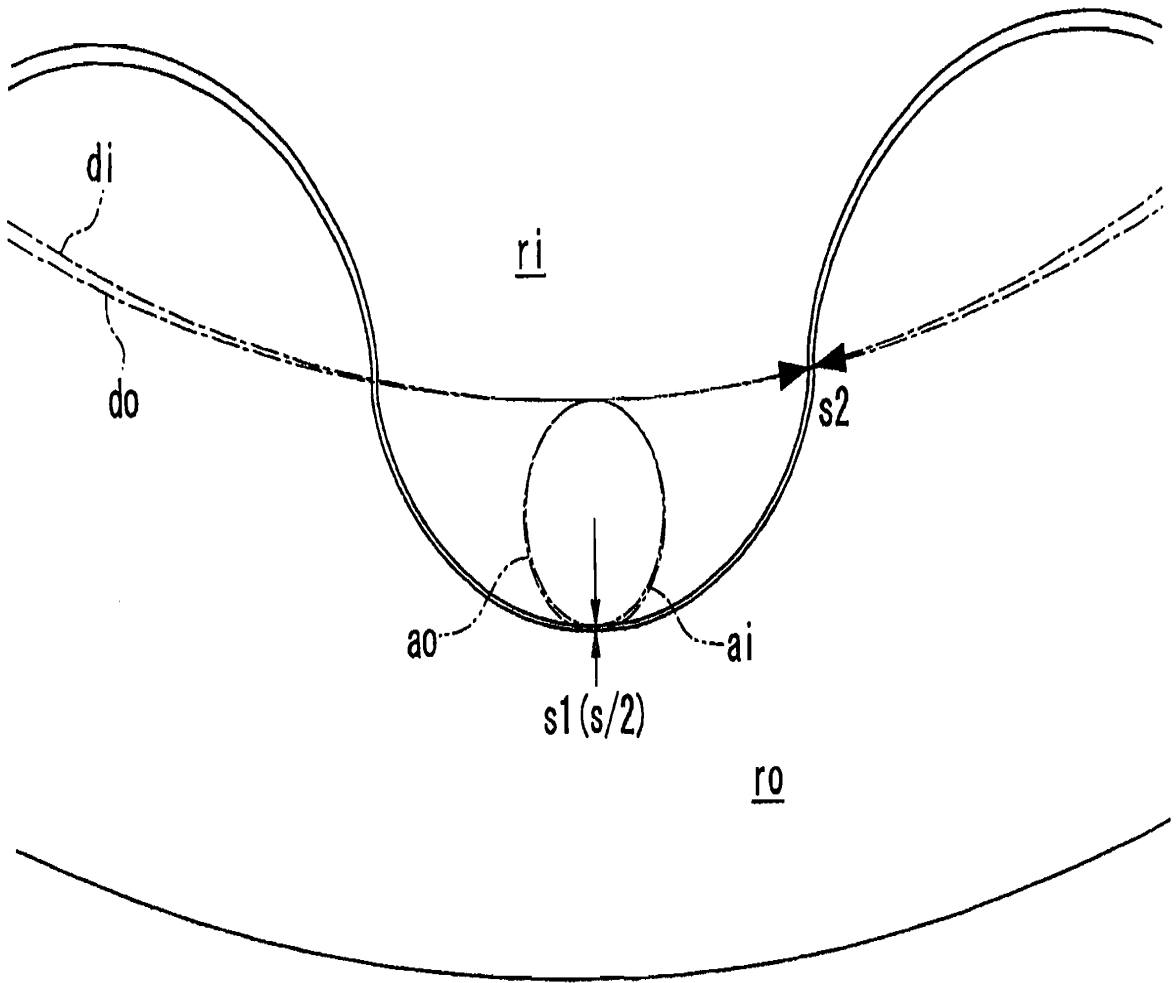


图 8

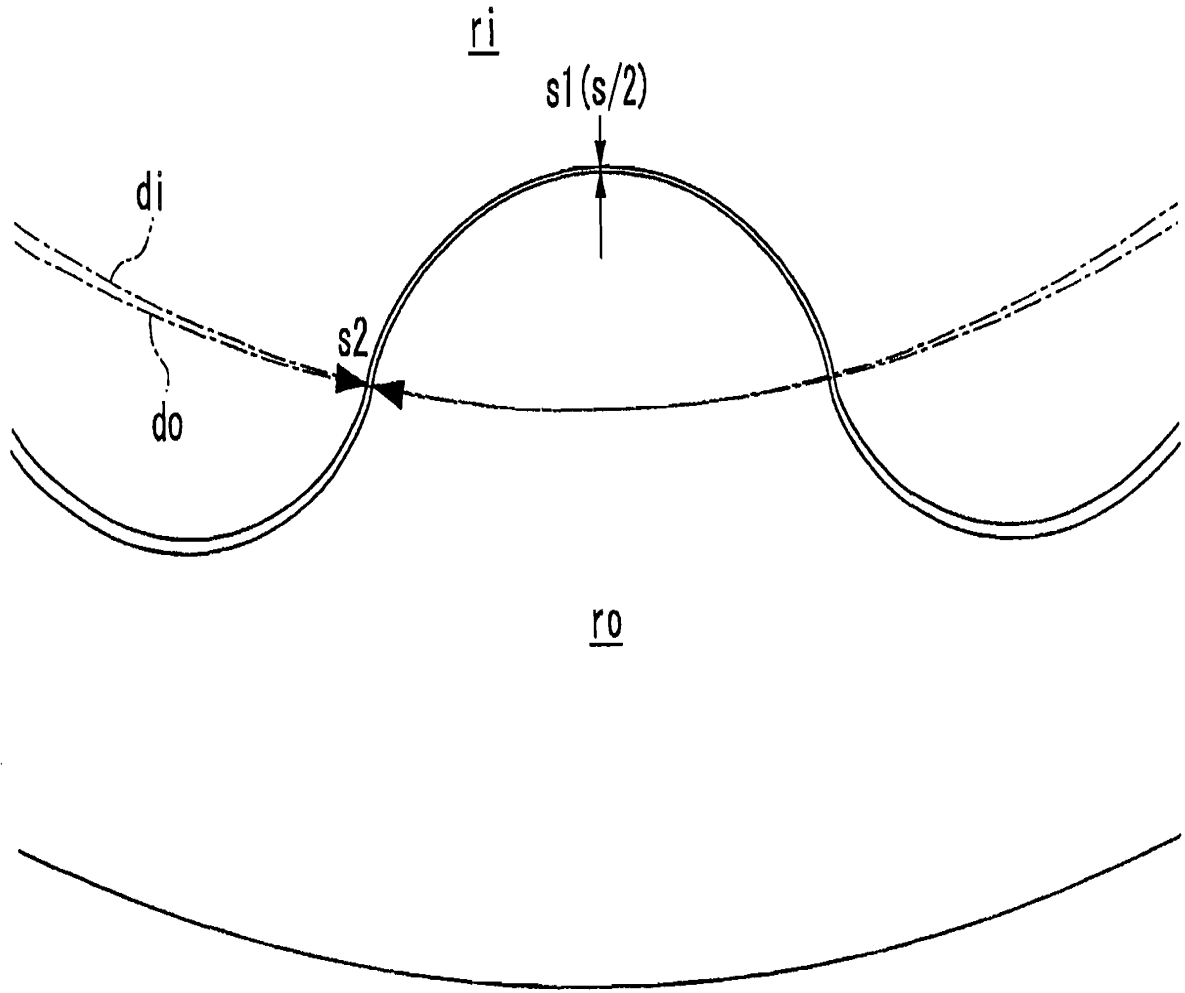


图 9